

нального технічного університету нафти і газу. – 2002. – №2 (3). – С. 61-66.

8. Козак Ф.В. Исследование гидродинамики и массообмена в аппарате с псевдооживленным слоем орошаемой насадки // Дис. канд. техн. наук: – Одесса, 1972.

9. Пятничко А.И., Крушневич Т.К. Абсорбционное оборудование повышенной производительности для обработки газа. – М., 1986, – 41 с. (Обз.информ. / ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка и переработка газа и газового конденсата. – Вып. 1).

зла та гідравлічної частини поршневого бурового насоса, а також параметрів бурового розчину даний коефіцієнт подається у вигляді залежності $\mu = f(h)$ та визначається експериментально [2, 3].

10. Дослідження режимів і підвищення ефективності роботи установок осушення газу на об'єктах УМГ „Прикарпаттрансгаз”: Звіт про НДР (заключний) / ІФНТУНГ № держ. реєстрації 0194001596. – Івано-Франківськ, 2001. – 71 с.

УДК 622.242.6

ВПЛИВ НЕЛІНІЙНОСТІ КОЕФІЦІЄНТА ВИТРАТИ КЛАПАНА НА ПАРАМЕТРИ ЙОГО РОБОТИ

С.С.Чаплінський, З.М.Одосій

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,
e-mail: chaplin@ukr.net

Рассматриваются результаты исследования работы клапанов поршневого бурового насоса УНБТ-950 полученных при математическом моделировании с использованием различных значений коэффициента расхода клапана. Определены параметры работы клапана, на которые существенно влияет коэффициент расхода клапана.

The results of research of work of valves of the piston mud pump UNBT of got at the mathematical design with the use of different values of coefficient of expense of valve are examined. The parameters of work of valve, on which the coefficient of expense of valve influences substantially, are certain.

Підвищення точності розрахунків роботи клапанних вузлів поршневих бурових насосів є однією з найбільш актуальних задач розвитку насособудування, оскільки від якості і ефективності їх роботи залежить ефективність роботи поршневого бурового насоса загалом. На даний час в Україні поршневі бурові насоси серійно не виготовляються, тому питання їх конструювання, підвищення точності розрахунків є досить актуальним.

Сучасні комп'ютерні технології дають можливість більш точно дослідити процеси і явища, що проходять під час роботи клапанного вузла в гідравлічній частині поршневого насоса, і врахувати під час моделювання роботи клапанного вузла максимальну кількість чинників, що впливають на його роботу.

Коефіцієнт витрати клапана μ , що використовується у математичному моделюванні роботи клапанного вузла [1, 4, 5], повністю характеризує умови його роботи. Цей коефіцієнт є нелінійним, тобто залежить від висоти піднімання тарілки клапана над сідлом [4], а також від великої сукупності чинників, а саме: геометрії, точності та якості деталей клапанного вузла (тарілки, сідла, ущільнення, форми та місця встановлення ущільнення) і гідравлічної частини (відстань між стінками), параметрів розчину (густина, в'язкість, включення), параметрів руху потоку розчину (швидкість, число Рейнольдса). Для конкретної конструкції клапанного ву-

На даний час, більшість науковців, які досліджували роботу клапанного вузла приймали для спрощення розв'язання математичної моделі роботи клапана цей коефіцієнт як постійну величину, рівну 0,6-0,8 [4, 5], яка суперечить дійсності і результатам досліджень, що проводились нами. Тому постало завдання дослідити вплив нелінійності коефіцієнта витрати клапана μ на параметри його роботи та перевірити можливість використання коефіцієнта витрати клапана як постійну величину.

Ці дослідження проводились за допомогою складеної нами математичної моделі роботи гідравлічної частини трипоршневого бурового насоса односторонньої дії УНБТ-950 та клапана №7 з приєднувальними розмірами згідно галузевого стандарту ОСТ 26-02-1129-75 [1].

Результати досліджень наведені для вихідного клапана.

При дослідженнях μ змінювався в інтервалі 0,6-0,8 та використовувалась емпірична залежність

$$\mu = 4 \cdot 10^6 \cdot h^4 + 35824 \cdot h^3 - 81139 \cdot h^2 + 175.03 \cdot h,$$
 одержана в результаті експериментальних досліджень для даного клапана і насоса [3]. Решта параметрів у процесі всіх досліджень залишалися незмінними і мали значення, наведені в [6].

Після аналізу проведених досліджень одержано результати, наведені в таблиці 1 та зображені на рисунках 1 і 2.

Для порівняння одержаних результатів подамо їх у вигляді гістограм (рисунки 3-8), на яких вказано похибку визначення відповідної величини порівняно з результатами, одержаними під час використання емпіричної залежності коефіцієнта витрати клапана $\mu = f(h)$.

Таблиця 1 – Параметри роботи клапана за різних значень коефіцієнта витрати клапана

μ	h_{\max} , м	h_0 , м	h' , м/с	Кут повороту кривошипа, що відповідає h_{\max} (град)	Кут запізнення відкриття клапана (град)	Кут запізнення посадки клапана (град)
0,6	0,02563	0,00647	0,2365	107,3412719	25,1980347	13,93393435
0,7	0,02201	0,00496	0,206	106,2136826	23,36222378	12,17855745
0,8	0,01915	0,003941	0,1832	104,9599456	21,95986822	10,74994163
empir	0,01456	0,004038	0,2168	104,2101852	23,82117651	12,70709812

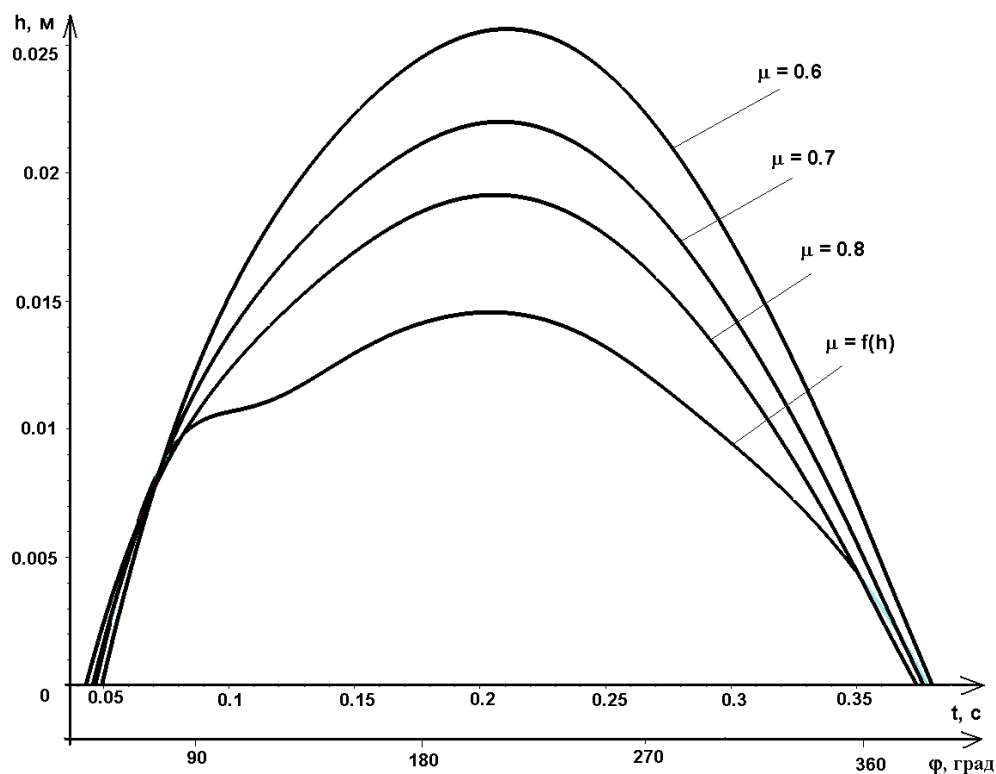


Рисунок 1 – Зміна траєкторії руху тарілки вихідного клапана залежно від значення коефіцієнта витрати клапана

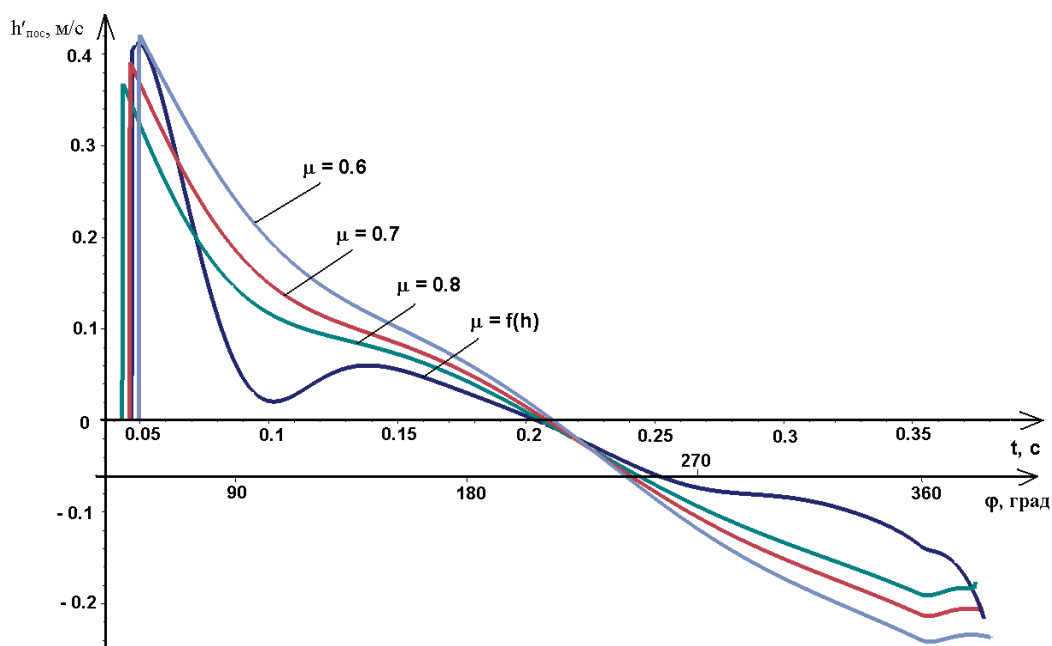


Рисунок 2 - Зміна швидкості руху тарілки клапана залежно від значення коефіцієнта витрати клапана

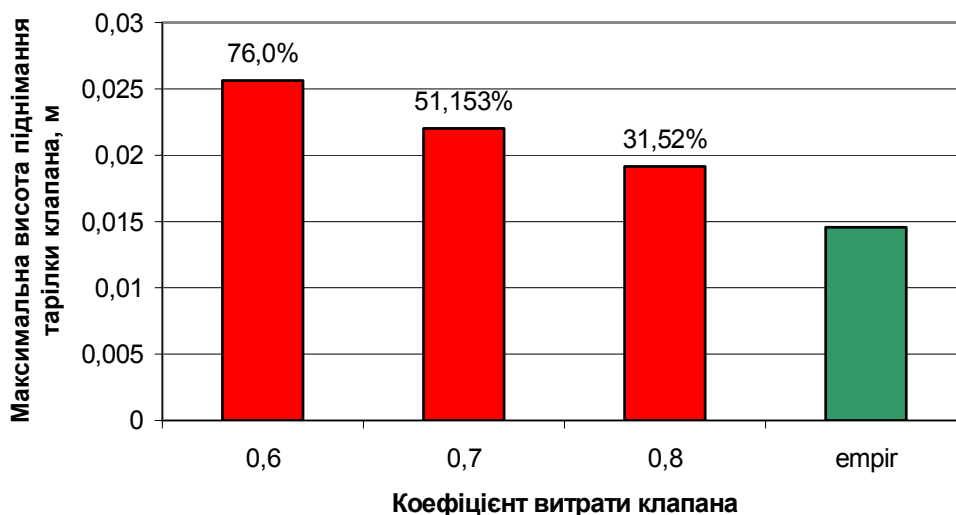


Рисунок 3 – Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину максимальної висоти піднімання тарілки клапана

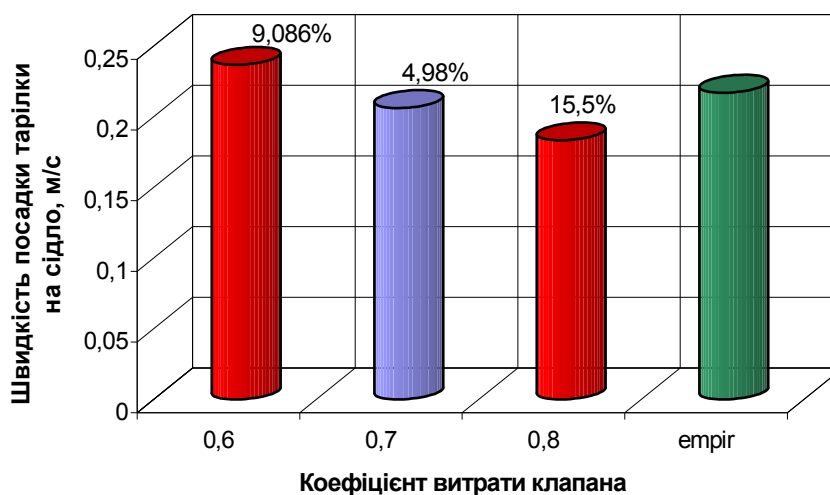


Рисунок 4 – Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину швидкості посадки тарілки клапана

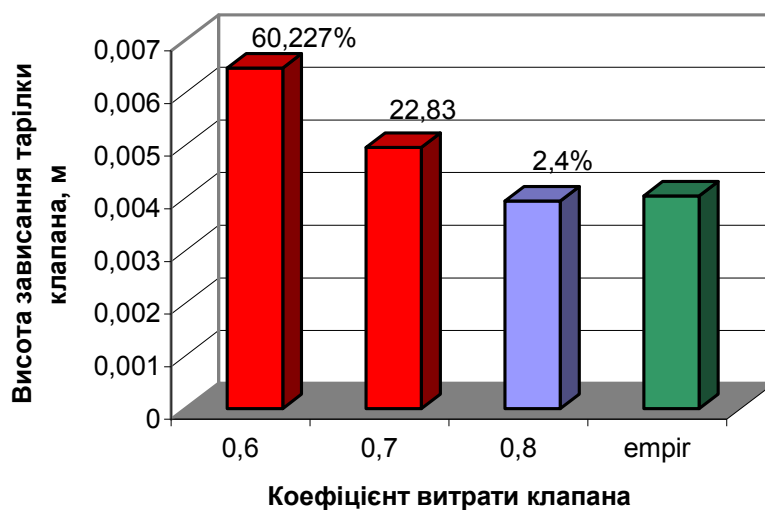


Рисунок 5 – Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину висоти зависання тарілки клапана

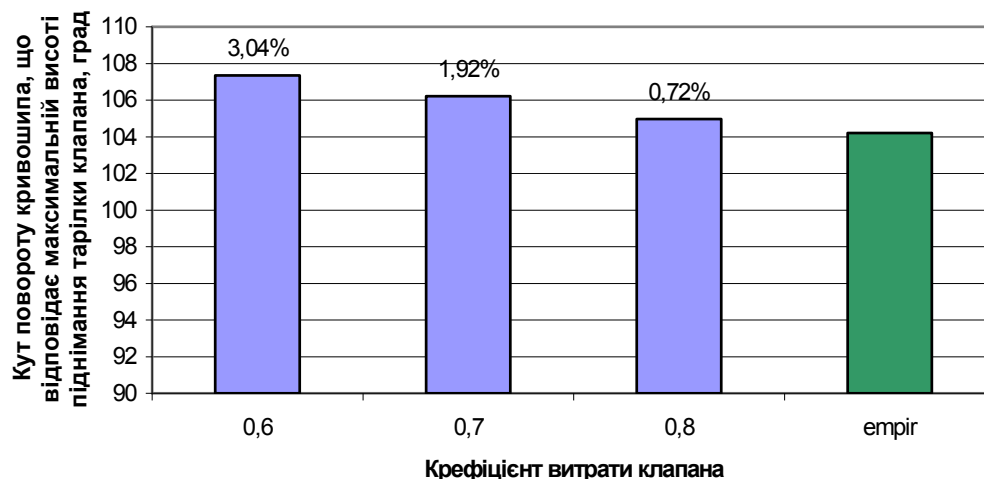


Рисунок 6 – Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину кута повороту кривошипа, що відповідає максимальній висоті піднімання тарілки клапана

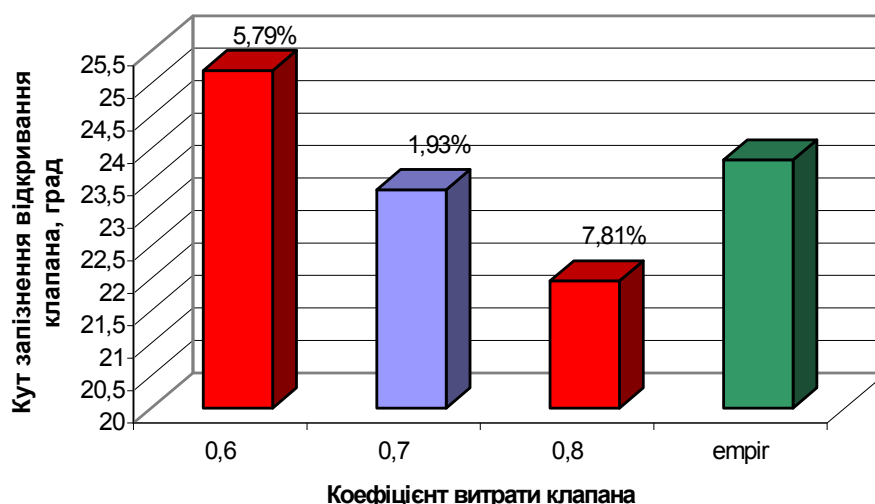


Рисунок 7 – Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину кута запізнення відкривання клапана

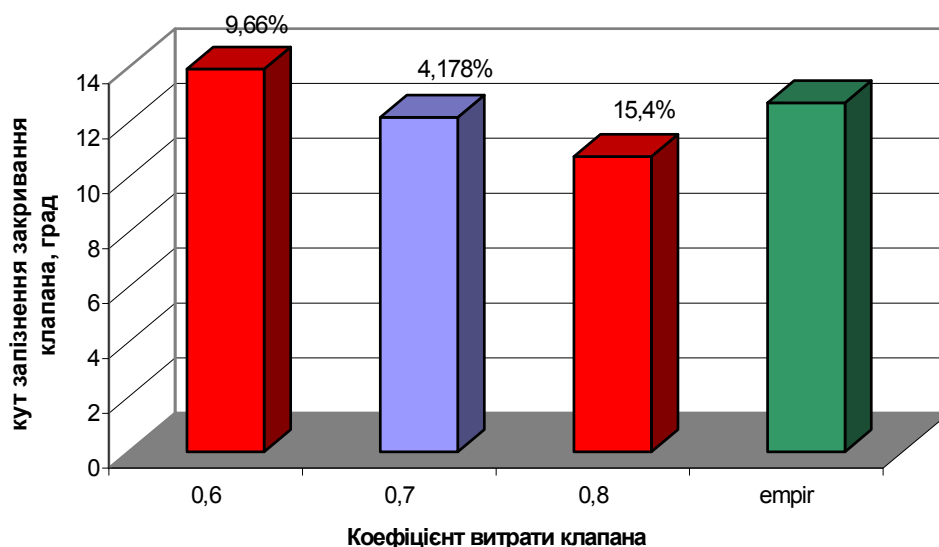


Рисунок 8 - Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину кута запізнення закривання клапана

Аналізуючи результати досліджень впливу коефіцієнта витрати клапана на параметри його роботи (порівняння проводилося за результатами, одержаними з використанням коефіцієнта витрати клапана $\mu = f(h)$), слід зазначити, що:

– найбільш суттєво він впливає на значення максимальної висоти піднімання тарілки клапана над сідлом h_{\max} , а максимальна похибка визначення цієї величини складає 76% з використанням $\mu = 0,6$ замість $\mu = f(h)$ (рис. 3);

– максимальна похибка визначення швидкості посадки тарілки клапана на сідло $h'_{\text{пос}}$ складає 15,5% з використанням $\mu = 0,8$ (рис. 4);

– максимальна похибка визначення висоти зависання тарілки клапана h_0 складає 60,2% з використанням $\mu = 0,6$ (рис. 5);

– похибка визначення кута повороту кривошипа, що відповідає максимальній висоті піднімання тарілки клапана, є в межах допустимого, тобто менше 5% з використанням коефіцієнта витрати клапана постійним від 0,6 до 0,8 (рис. 6);

– максимальні похибки визначення кутів запізнення відкривання та закривання клапана складають відповідно 7,81% та 15,4% з використанням $\mu = 0,8$ (рис. 7-8).

Висновки

1. Проведено дослідження впливу коефіцієнта витрати клапана на параметри його роботи, а саме: максимальну висоту піднімання тарілки клапана над сідлом; висоту зависання тарілки клапана; швидкість посадки тарілки клапана на сідло; кути запізнення відкривання та

закривання клапана; кут, що відповідає максимальній висоті піднімання тарілки клапана.

2. Встановлено, що найбільш суттєво значення коефіцієнта витрати клапана впливає на максимальну висоту піднімання тарілки над сідлом, висоту зависання тарілки клапана та швидкість посадки тарілки клапана на сідло.

3. Під час проектування нових конструкцій клапанів і гідравлічної частини поршневого бурового насоса необхідно використовувати коефіцієнт витрати клапана, як змінну величину $\mu = f(h)$, що підвищить точність і якість розрахунків, і в кінцевому результаті призведуть до проектування оптимальної конструкції гідравлічної частини бурового насоса.

Література

1. Чаплінський С.С., Одосій З.М., Лівак І.Д. Математична модель роботи клапанів поршневого бурового насоса // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №4(9). – С. 54-59.
2. Лівак І.Д., Одосій З.М., Чаплінський С.С. Експериментальні дослідження коефіцієнта витрати клапана поршневого насоса // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №3(8). – С. 13-16.
3. Одосій З.М., Чаплінський С.С. Математичне моделювання роботи гідравлічної частини поршневих насосів з самодіючими клапанами // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – №2(10). – С. 26-32.
4. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра. 1983. – 208 с.
5. Чиняев И. А. Поршневые кривошипные насосы. – Л.: Машиностроение, 1983. – 176 с.

3-я Міжнародна науково-технічна конференція

ІНФОРМАЦІЙНА ТЕХНІКА ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА ITEM-2005

м. Луганськ
(19-21 квітня 2005 р.)

Оргкомітет конференції

91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а
Східноукраїнський національний університет
імені Володимира Даля

Тел: (0642) 41-80-02

Факс: (0642) 41-31-60

E-mail: bnevz @ snu.edu.ua

Робота конференції планується
за такими напрямками:

- Автоматичні системи керування
- Інформаційні системи
- Прилади
- Теоретична електротехніка
- Електричні машини і апарати
- Електроприводи
- Інформаційні технології в електроніці

Матеріали конференції будуть опубліковані в журналах: "Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля", який входить до переліку ВАК, "Збірник праць Східноукраїнського національного університету" та "Праці Луганського відділення Міжнародної академії інформатизації"